

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Yuichi SHIBUKAWA
Title: POWER ROLLER SUPPORT STRUCTURE FOR TOROIDAL
CONTINUOUSLY-VARIABLE TRANSMISSION
Appl. No.: Unassigned
Filing Date: JUL 14 2003
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- Japanese Patent Application No. 2002-229872 filed 08/07/2002.

Respectfully submitted,

Date JUL 14 2003

By Richard L. Schwaab

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 672-5414
Facsimile: (202) 672-5399

Richard L. Schwaab
Attorney for Applicant
Registration No. 25,479

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 8月 7日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-229872

[ST.10/C]:

[JP2002-229872]

出 願 人

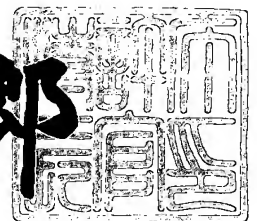
Applicant(s):

日産自動車株式会社

2003年 5月 9日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3034079

【書類名】 特許願

【整理番号】 NM01-02729

【提出日】 平成14年 8月 7日

【あて先】 特許庁長官 太田 信一郎 殿

【国際特許分類】 F16H 15/38

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社
社内

 【氏名】 渋谷 祐一

【特許出願人】

 【識別番号】 000003997

 【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100072051

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 杉村 興作

【選任した代理人】

 【識別番号】 100059258

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 杉村 暁秀

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 074997

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

 【物件名】 明細書 1

 【物件名】 図面 1

 【物件名】 要約書 1

 【包括委任状番号】 9706785

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 トロイダル型無段変速機のパワーローラ支持構造

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 主軸上に一对のディスクを嵌合して具え、一方のディスクを主軸上にストローク可能に回転係合させ、他方のディスクを主軸上にストローク不能にして回転自在に支持し、これらディスク間に伝達トルク対応の力で挟圧したパワーローラにより該ディスク間での動力の受渡しを行い、該パワーローラをパワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線周りに傾転させて変速を行うようにしたトロイダル型無段変速機において、

前記挟圧力に伴う変形に起因したパワーローラとディスクとの間の摩擦係合位置のずれを補償するようパワーローラを、ディスク回転軸線に接近するパワーローラ回転軸線方向へ突き出し、その突き出し量を、前記傾転状態がハイ側変速状態である時よりもロー側変速状態である時の方が大きくなるよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機のパワーローラ支持構造。

【請求項 2】 主軸上に一对のディスクを嵌合して具え、一方のディスクを主軸上にストローク可能に回転係合させ、他方のディスクを主軸上にストローク不能にして回転自在に支持し、これらディスク間に伝達トルク対応の力で挟圧したパワーローラにより該ディスク間での動力の受渡しを行い、該パワーローラをパワーローラ支持トラニオンと共にパワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線周りに傾転させて変速を行い、該トラニオンの両端をそれぞれアッパーリンクおよびロアリンクのリンク孔に嵌合して、パワーローラが前記挟圧力によりディスク回転軸線から遠ざかるパワーローラ回転軸線方向へ追い出されるのを阻止したトロイダル型無段変速機において、

前記挟圧力に伴う変形に起因したパワーローラとディスクとの間の摩擦係合位置のずれを補償すべくパワーローラがディスク回転軸線に接近するパワーローラ回転軸線方向へ突き出されるよう、前記アッパーリンクおよびロアリンクの少なくとも一方のリンク孔を形成し、

該リンク孔の中心を、前記首振り軸線に直角でディスク回転軸線を含む面内における前記他方のディスクのパワーローラ接触面に関する曲率中心に対し、前記

傾転状態がハイ側変速状態である時のパワーローラ回転軸線方向においてディスク回転軸線から遠ざかる方向へオフセットさせることにより、前記パワーローラ突き出し量を、前記傾転状態がハイ側変速状態である時よりもロー側変速状態である時の方が大きくなるよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機のパワーローラ支持構造。

【請求項3】 主軸上に一对のディスクを嵌合して具え、一方のディスクを主軸上にストローク可能に回転係合させ、他方のディスクを主軸上にストローク不能にして回転自在に支持し、これらディスク間に伝達トルク対応の力で挟圧したパワーローラにより該ディスク間での動力の受渡しを行い、該パワーローラをパワーローラ支持トラニオンと共にパワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線周りに傾転させて変速を行い、該トラニオンの両端をそれぞれアッパーリンクおよびロアリンクのリンク孔に嵌合して、パワーローラが前記挟圧力によりディスク回転軸線から遠ざかるパワーローラ回転軸線方向へ追い出されるのを阻止したトロイダル型無段変速機において、

前記挟圧力に伴う変形に起因したパワーローラとディスクとの間の摩擦係合位置のずれを補償すべくパワーローラがディスク回転軸線に接近するパワーローラ回転軸線方向へ突き出されるよう、前記アッパーリンクおよびロアリンクの少なくとも一方のリンク孔を形成し、

該リンク孔の中心を、前記首振り軸線に直角でディスク回転軸線を含む面内における前記他方のディスクのパワーローラ接触面に関する曲率中心に対し、前記傾転状態がロー側変速状態である時のパワーローラ回転軸線方向においてディスク回転軸線に接近する方向へオフセットさせることにより、前記パワーローラ突き出し量を、前記傾転状態がハイ側変速状態である時よりもロー側変速状態である時の方が大きくなるよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機のパワーローラ支持構造。

【請求項4】 主軸上に一对のディスクを嵌合して具え、一方のディスクを主軸上にストローク可能に回転係合させ、他方のディスクを主軸上にストローク不能にして回転自在に支持し、これらディスク間に伝達トルク対応の力で挟圧したパワーローラにより該ディスク間での動力の受渡しを行い、該パワーローラをパワ

ーローラ支持トラニオンと共にパワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線周りに傾転させて変速を行い、該トラニオンの両端をそれぞれアッパーリンクおよびロアリンクのリンク孔に嵌合して、パワーローラが前記挟圧力によりディスク回転軸線から遠ざかるパワーローラ回転軸線方向へ追い出されるのを阻止したトロイダル型無段変速機において、

前記挟圧力に伴う変形に起因したパワーローラとディスクとの間の摩擦係合位置のずれを補償すべくパワーローラがディスク回転軸線に接近するパワーローラ回転軸線方向へ突き出されるよう、前記アッパーリンクおよびロアリンクの少なくとも一方のリンク孔を形成し、

パワーローラへの追い出し力を受け止める該リンク孔の円周領域を、前記傾転状態がハイ側変速状態である時のパワーローラ回転軸線方向においてディスク回転軸線から遠ざかる方向へ拡大し、ハイ側変速状態である時にパワーローラ追い出し力を受け止める円周箇所がロー側変速状態の時にパワーローラ追い出し力を受け止める円周箇所よりも、前記首振り軸線に直角でディスク回転軸線を含む面内における前記他方のディスクのパワーローラ接触面に関する曲率中心から遠くに位置するよう前記リンク孔拡大円周領域を形成することにより、前記パワーローラ突き出し量がハイ側変速状態の時よりもロー側変速状態の時に大きくなるよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機のパワーローラ支持構造。

【請求項5】 主軸上に一对のディスクを嵌合して具え、一方のディスクを主軸上にストローク可能に回転係合させ、他方のディスクを主軸上にストローク不能にして回転自在に支持し、これらディスク間に伝達トルク対応の力で挟圧したパワーローラにより該ディスク間での動力の受渡しを行い、該パワーローラをパワーローラ支持トラニオンと共にパワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線周りに傾転させて変速を行い、該トラニオンの両端をそれぞれアッパーリンクおよびロアリンクのリンク孔に嵌合して、パワーローラが前記挟圧力によりディスク回転軸線から遠ざかるパワーローラ回転軸線方向へ追い出されるのを阻止したトロイダル型無段変速機において、

前記挟圧力に伴う変形に起因したパワーローラとディスクとの間の摩擦係合位置のずれを補償すべくパワーローラがディスク回転軸線に接近するパワーローラ

回転軸線方向へ突き出されるよう、前記アッパーリンクおよびロアリンクの少なくとも一方のリンク孔を形成し、

パワーローラへの追い出し力を受け止める該リンク孔の円周領域を、前記傾転状態がロー側変速状態である時のパワーローラ回転軸線方向においてディスク回転軸線に接近する方向へ縮小し、ハイ側変速状態である時にパワーローラ追い出し力を受け止める円周箇所がロー側変速状態の時にパワーローラ追い出し力を受け止める円周箇所よりも、前記首振り軸線に直角でディスク回転軸線を含む面内における前記他方のディスクのパワーローラ接触面に関する曲率中心から遠くに位置するよう前記リンク孔縮小円周領域を形成することにより、前記パワーローラ突き出し量がハイ側変速状態の時よりもロー側変速状態の時に大きくなるよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機のパワーローラ支持構造。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、トロイダル型無段変速機のパワーローラ支持構造に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

トロイダル型無段変速機は通常、一対の入出力ディスクを同軸に対向配置して具え、これら入出力ディスク間にパワーローラを介在させて構成する。

そして、入力ディスクは主軸上にボールスプライン等によりストローク可能に回転係合させ、出力ディスクは主軸上にストローク不能にしてニードルベアリング等の軸受により回転自在に支持する。

【0003】

動力伝達に当たっては、伝達トルクに応じたスラストで入力ディスクを出力ディスクに接近する方向へ付勢して入出力ディスク間にパワーローラを挟圧し、入出力ディスクとパワーローラとの間における油膜の剪断により入出力ディスク間での動力の受渡しを行う。

この間にパワーローラを、その回転軸線がディスク回転軸線と交差する中立位

置から、パワーローラ回転軸線に直交する首振り軸線方向へオフセットさせると、パワーローラが首振り軸線周りの分力を受けて当該軸線まわりに傾転されて入出力ディスクとの接触位置を変更され、所定の変速を行うことができる。

【0004】

ところでパワーローラは、入出力ディスクからの挟圧力により入出力ディスク回転軸線から遠ざかるパワーローラ回転軸線方向へ追い出される傾向にあり、これを阻止するために通常は、パワーローラを個々に回転自在に支持したトラニオンの上端同士をアッパーリンクにより相互に連節し、下端同士をロアリンクにより相互に連節する。

この連節に当たっては、トラニオンの対応端部をアッパーリンクおよびロアリンクのリンク孔に対し、外周側の外球面継手および内周側の軸受を介して嵌合する。

【0005】

しかし、パワーローラを伝達トルクに応じた力が入出力ディスク間に挟圧することから、その挟圧力によりトラニオンが弾性変形を起こしたり、入出力ディスクが弾性変形するのを避けられず、これらの弾性変形により実際上はパワーローラが入出力ディスクに対して設計通りの箇所接触し得ない。

これがため従来、特開平6-280959号公報に記載のごとく、上記の弾性変形により入出力ディスクに対するパワーローラの接触箇所が移動した時にパワーローラが入出力ディスクに対し所定の箇所接触するようにすることを狙い、パワーローラを予めディスク回転軸線に接近するパワーローラ回転軸線方向へ突き出した状態で組み付けるようにしたパワーローラ支持構造が提案されている。

【0006】

つまり図8(a)に示すように、上記のトラニオン端部(外球面継ぎ手)aを嵌合されてパワーローラ追い出し力を受け止めるリンク孔bを、ディスクのパワーローラ接触面cに関した中心dと同心にしたまま、半径r1の適切な選択によりパワーローラfをディスク回転軸線に接近するパワーローラ回転軸線gの方向(図の下方)へ突き出させるようにしたものである。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、上記のようにリンク孔 b をパワーローラ接触面 c の曲率中心 d と同心にするのでは、リンク孔 b の半径 r_1 で決まるパワーローラ f の突き出し量が、パワーローラ f を例えば実線で示す変速比 $1 : 1$ の傾転位置にした場合も、二点鎖線で示すハイ側変速状態の傾転位置にした場合も同じであり、以下に説明する問題を有する。

【0008】

つまり、パワーローラ挟圧力は前記した通り伝達トルクに応じて異なり、従って、これによる前記弾性変形量も伝達トルク（伝達トルクにより変速比が決まるため実際上は変速状態）に応じて異なるため、当該弾性変形により入出力ディスクに対するパワーローラの接触箇所が移動するずれ量は伝達トルク（変速状態）に応じて変化する。

【0009】

しかるに従来のようにパワーローラ f の突き出し量が伝達トルク（変速状態）に関係なくリンク孔 b の半径 r_1 で決まる固定値である場合、パワーローラ突き出し量をどこかの変速状態に合わせて決定するしかない。

ところでパワーローラ突き出し量を、伝達トルクの小さなハイ側変速状態に合わせて小さくすると、伝達トルクの大きなロー側変速状態の時にパワーローラ突き出し量が不足してパワーローラの接触点開き角が大きくなり、パワーローラがディスクの端縁に接触する傾向になることからこれを懸念して変速比幅を大きくとることができなくなる等の問題を生ずる。

【0010】

逆にパワーローラ突き出し量を、伝達トルクの大きなロー側変速状態に合わせて大きくすると、伝達トルクの小さなハイ側変速状態の時にパワーローラ突き出し量が過大になってパワーローラの接触点開き角が小さくなる。

これがため、パワーローラへのスラスト力が増加する傾向となり、その分だけパワーローラの使用寿命が低下し易く、これを避けるために耐久性を向上させる必要からトロイダル型無段変速機の大型にならざるを得ないという問題を生ずる。

【 0 0 1 1 】

本発明は、パワーローラの傾転につれパワーローラ突き出し量がハイ側変速状態の時は小さくなり、ロー側変速状態のときは大きくし得るようなトラニオン支持構造を提供することで、従来構造の前記した問題を解消することを目的とする。

【 0 0 1 2 】

【課題を解決するための手段】

この目的のため、本発明によるトロイダル型無段変速機は請求項 1 に記載のごとく以下の構成とする。

動力伝達可能となるようパワーローラを両ディスク間に伝達トルク対応の力で挟圧するが、この時の変形に起因したパワーローラとディスクとの間の摩擦係合位置のずれを補償するようパワーローラを、ディスク回転軸線に接近するパワーローラ回転軸線方向へ突き出す。

そして特にその突き出し量を、首振り軸線周りのパワーローラの傾転状態がハイ側変速状態である時よりもロー側変速状態である時の方が大きくなるようにする。

【 0 0 1 3 】

【発明の効果】

かかる本発明の構成によれば、以下の作用効果が奏し得られる。

つまり、パワーローラ挟圧力が伝達トルク（伝達トルクにより変速比が決まるため実際上は変速状態）に応じて異なることから、パワーローラ挟圧力による弾性変形に起因したディスクに対するパワーローラの接触箇所のずれ量も伝達トルク（変速状態）に応じ大伝達トルク（ロー側変速状態）で大きくなり、小伝達トルク（ハイ側変速状態）で小さくなるが、

本発明によれば当該ずれを補償するためのパワーローラ突き出し量をパワーローラの傾転状態がハイ側変速状態である時よりもロー側変速状態である時の方が大きくなるよう構成したから、

変速域の全般に亘りパワーローラ突き出し量を上記のずれ量に対応させることができる。

【 0 0 1 4 】

従って、従来のように一定のパワーローラ突き出し量を伝達トルクの小さなハイ側変速状態に合わせて小さくした場合に生ずる問題、つまり伝達トルクの大きなロー側変速状態の時にパワーローラ突き出し量が不足してパワーローラの接触点開き角が大きくなり、パワーローラがディスクの端縁に接触する傾向になるのを懸念して変速比幅を大きくとることができなくなるという問題や、

逆に一定のパワーローラ突き出し量を、伝達トルクの大きなロー側変速状態に合わせて大きくした場合に生ずる問題、つまり伝達トルクの小さなハイ側変速状態の時にパワーローラ突き出し量が過大になってパワーローラの接触点開き角が小さくなり、パワーローラへのスラスト力が増加してパワーローラの使用寿命が低下するという問題、そしてこれを避けるために耐久性を向上させる必要からトロイダル型無段変速機の大型になるという問題を回避することができる。

【 0 0 1 5 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。

本発明は、上記の目的を達成するために以下の理論を採用する。

つまり、図 8 (b) に例示するようにリンク孔 b の位置を同図 (a) に示す位置から例えば e だけずらして、リンク孔 b の中心 h を、ディスクのパワーローラ接触面 c に関する中心 d からオフセットさせた場合を考える。

この場合、パワーローラ追い出し力を受けてトラニオン端部（外球面継手） a がリンク孔 b の内周面に押し付けられた状態でパワーローラ f が例えば実線図示位置（1 : 1 の変速状態）から α だけ傾転して二点鎖線位置（ハイ側変速状態）になった時、トラニオン端部（外球面継手） a の中心 d（ここでは便宜上、ディスクのパワーローラ接触面 c に関する中心 d と同じとする）が i へと変位し、パワーローラ f の突き出し量が実線図示位置（1 : 1 の変速状態）の場合に比べ $\delta = e \times \{1 - \cos \alpha\}$ だけ低下する

本発明はこの論理に基づき、パワーローラ f の傾転につれパワーローラ突き出し量がハイ側変速状態の時は小さくなり、ロー側変速状態のときは大きくし得るようなトラニオン支持構造を提供しようとするものである。

【0016】

図1～図3は、本発明の一実施の形態になるトラニオン支持構造を具えたトロイダル型無段変速機を示し、このトロイダル型無段変速機は図1に示すように、車両用として伝動容量を倍化するため、変速機ケース1内に2個のトロイダル伝動ユニット、つまり、フロント側トロイダル伝動ユニット2、およびリヤ側トロイダル伝動ユニット3をタンデムに収納した、所謂ダブルキャビティー式トロイダル型無段変速機とする。

【0017】

これらトロイダル伝動ユニット2、3は、入力ディスク4、5と、これに同軸に対向配置した出力ディスク6、7と、対応する入出力ディスク間におけるパワーローラ8、9とを主たる要素とする同様な構成にする。

パワーローラ8、9は、フロント側トロイダル伝動ユニット2のパワーローラ8につき図2に明示するように、対応する入出力ディスク間で油膜の剪断により動力伝達を行うようこれら入出力ディスク間に介在させ、該入出力ディスクの回転軸線 O_3 を挟んでその両側に対向配置する。

【0018】

図1に示すようにフロント側トロイダル伝動ユニット2およびリヤ側トロイダル伝動ユニット3は、出力ディスク6、7が背中合わせになるよう同軸に配置し、この配置に当たっては、変速機ケース1内に主軸10を回転自在に支持し、この主軸10上に両トロイダル伝動ユニット2、3の入出力ディスク4～7を支持する。

フロント側入力ディスク4およびリヤ側入力ディスク5はそれぞれ、ボールスプライン11により主軸10に回転係合させるも、軸線方向にスライド可能とし、リヤ側入力ディスク5は主軸10に螺合させたナット12により抜け止めする。

【0019】

また出力ディスク6、7は中空出力軸13を介して相互に一体結合し、この中空出力軸13を主軸10上に回転自在に支持することで、該中空出力軸13およびニードルベアリングを可とする軸受51により出力ディスク6、7を主軸10

上に軸線方向へ変位不能にして回転自在に支持する。

【 0 0 2 0 】

そしてパワーローラ 8, 9 は夫々、上記したごとく対応する入出力ディスク 4, 6 間、および 5, 7 間で油膜の剪断により動力の受渡しを行うよう配置するが、これらパワーローラ 8, 9 を個々のトラニオン 1 4, 1 5 上に回転自在に支持する。

なおフロント側トロイダル伝動ユニット 2 のパワーローラ 8 を回転自在に支持するトラニオン 1 4 については図 2 にその詳細形状を明示したが、リヤ側トロイダル伝動ユニット 3 のパワーローラ 9 を回転自在に支持するトラニオン 1 5 の形状も同様である。

【 0 0 2 1 】

フロント側トロイダル伝動ユニット 2 の両トラニオン 1 4、およびリヤ側トロイダル伝動ユニット 3 の両トラニオン 1 5 は、同じ側（変速機ケース 1 の頂壁に近い上側）にある相互に隣り合う上端同士を全てに共通な板状アッパーリンク 1 6 の 4 隅角に連節する。

これがため板状アッパーリンク 1 6 は平面形状とし、その 4 隅角に各トラニオン 1 4, 1 5 の上端が進入するリンク孔 1 6 a（図 2 および図 3 参照）を穿設する。

フロント側トロイダル伝動ユニット 2 の両トラニオン 1 4、およびリヤ側トロイダル伝動ユニット 3 の両トラニオン 1 5 は更に、反対の下側にある相互に隣り合う下端同士も全てに共通な板状ロアリンク 1 7 の 4 隅角に連節し、これがため板状ロアリンク 1 7 も板状アッパーリンク 1 6 と同様な平面形状とし、その 4 隅角に各トラニオン 1 4, 1 5 の下端が進入するリンク孔 1 7 a を図 2 および図 3 に示すように穿設する。

【 0 0 2 2 】

これら板状リンク 1 6, 1 7 のリンク孔 1 6 a, 1 7 a に対し各トラニオン 1 4, 1 5 の上端および下端を連節するに際しては、図 2 および図 3 のごとくリンク孔 1 6 a, 1 7 a に外球面継手 1 8 の外球面を嵌合し、該球面継手 1 8 と各トラニオン 1 4, 1 5 の上端および下端との間に回転軸受 1 9 を介在させ、これら

により構成される複合継手により各トラニオン 1 4, 1 5 の上端および下端を板状リンク 1 6, 1 7 に対し回転自在に且つ交角変化可能に連節する。

そして上記の板状リンク 1 6, 1 7 は、パワーローラ 8, 9 が対応する入出力ディスク 4, 6 間、および 5, 7 間からの挟圧力によっても当該対応する入出力ディスク間から追い出されることのないよう機能する。

【 0 0 2 3 】

図 1 および図 2 に示すように、対をなすトラニオン 1 4 の上端間および対をなすトラニオン 1 5 の上端間において変速機ケース 1 にリンクサポート 2 0, 2 1 をボルト 2 2, 2 3 により取着し、トラニオン 1 4 の下端間およびトラニオン 1 5 の下端間において変速機ケース 1 にリンクサポート 2 4, 2 5 をボルト 2 6 により取着する。

そして板状リンク 1 6 には図 1 および図 2 に示すようにリンクサポート 2 0, 2 1 が貫入する開口 1 6 b を形成し、板状リンク 1 7 にも図 1 および図 2 に示すようにリンクサポート 2 4, 2 5 が貫入する同様な開口 1 7 b を形成する。

【 0 0 2 4 】

リンクサポート 2 0, 2 1 にはそれぞれの外側面から主軸 1 0 の軸線方向に突出するピン 2 7 を植設し、リンクサポート 2 4, 2 5 にもピン 2 8 を嵌着し、これらピン 2 7, 2 8 により板状リンク 1 6, 1 7 を変速機ケース 1 に対して支持するが、ピン 2 7, 2 8 が貫入するよう板状リンク 1 6, 1 7 に設ける孔 1 6 c, 1 7 c はトラニオン 1 4, 1 5 の長手方向に長い長円形として、板状リンク 1 6, 1 7 を同方向に変位可能に支持する。

【 0 0 2 5 】

かかる支持構造によれば、板状リンク 1 6, 1 7 がトラニオン 1 4, 1 5 の長手方向に変位可能であるため、トラニオン 1 4, 1 5 以外の部品と干渉して動きを妨げられる虞がある。

この懸念をなくすため板状リンク 1 6, 1 7 が同方向に変位するのをトラニオン 1 4, 1 5 により規制する。つまり図 2 に示すごとく、トラニオン 1 4, 1 5 の上端に球面継手 1 8 および回転軸受 1 9 を受け止めるよう設けた段差部（図 2 にトラニオン 1 4 の段差部 1 4 a のみが見えている）と、板状アッパーリンク 1

6のリンク孔16aから突出したトラニオン14, 15の上端にボルト29で取
着したストッパプレート30との間に板状アッパーリンク16を挟み、これら
により板状アッパーリンク16がトラニオン長手方向に変位するのを規制する。

【0026】

また、板状ロアリンク17の規制については同じく図2に示す通り、トラニオン14, 15の下端に球面継手18および回転軸受19を受け止めるよう設けた段差部（図2にトラニオン14の段差部14bのみが見えている）と、板状ロアリンク17のリンク孔17aから突出するトラニオン14, 15の下端に固設した前後ユニット変速同期用（傾転同期用）ワイヤプーリ31との間に板状ロアリンク17を挟み、これらにより板状ロアリンク17がトラニオン長手方向に変位するのを規制する。

【0027】

図1に示すごとく相互に背中合わせに配置した出力ディスク6, 7間には出力ギヤハウジング32を配置し、これをボルト33で変速機ケース1に取着し、このギヤハウジング32内に、中空出力軸13の外周に一体成形した出力ギヤ34を収納する。ギヤハウジング32は同時に、ボールベアリング35により中空出力軸13を介して、主軸10の中央部を変速機ケース1に対して回転自在に支持する。

出力ギヤ34にはカウンタギヤ36を噛み合わせ、このギヤをカウンタシャフト37に結合することにより、トロイダル型無段変速機からの変速動力をカウンタシャフト37から取り出すようにする。

【0028】

図1の左側から伝達されてくる変速機入力回転はローディングカム38を介して、両トロイダル伝動ユニット2, 3の入力ディスク4, 5へ入力するようになる。

ローディングカム38はカムフランジ39を具え、これをフロント側入力ディスク4の背面に同軸に対設して、主軸10上にラジアル兼スラスト軸受40で回転自在に支持し、入力ディスク4およびカムフランジ39間にカムローラ41を介在させた周知のものとする。

【 0 0 2 9 】

ローディングカム 3 8 は、入力回転をフロント側入力ディスク 4 に、また主軸 1 0 を介してリヤ側入力ディスク 5 に伝達すると共に、伝達トルクに応じたカムフランジ 3 9 とディスク 4 との相対回転により入力ディスク 4 に出力ディスク 6 へ向かう方向（図 3 に矢 j で示す）のスラストを付与し、

この時のスラストの反力はカムフランジ 3 9 から、これを主軸 1 0 上に回転自在に支持するラジアル兼スラスト軸受 4 0、主軸 1 0、ナット 1 2 を順次経てリヤ側入力ディスク 5 に至り、このリヤ側入力ディスク 5 を出力ディスク 7 に向け（図 3 に矢 j で示す）付勢する。

従って、パワーローラ 8、9 は対応する入出力ディスク間に伝達トルク対応の力で挟圧され、対応する入出力ディスク間での動力伝達を可能にする。

入出力ディスクによるパワーローラ挟圧力は、パワーローラ 8、9 をしてその回転軸線 O_1 に沿い図 3 の矢 k で示す方向へ追い出す傾向を生じ、これをトラニオン端部における外球面継手 1 8 とリンク孔 1 6 a（1 7 a）との図 3 に明示する衝接により阻止する。

【 0 0 3 0 】

フロント側トロイダル伝動ユニット 2 について示す図 2 のごとく、各トラニオン 1 4、1 5 の下端には更にサーボピストン 4 2 を同軸に結合して設け、これらサーボピストン 4 2 をコントロールバルブ 4 3 により同位相（同じ変速方向）で同期してストロークさせることにより周知の変速制御を行うものとする。

以下に変速作用を概略説明するに、入力回転はローディングカム 3 8 を介してフロント側入力ディスク 4 へ伝達され、この入力ディスク 4 への回転は同時に、ボールスプライン 1 1、主軸 1 0 を経てリヤ側入力ディスク 5 にも同様に伝達される。

入力ディスク 4、5 の回転は、これらに油膜の剪断を介して係合するパワーローラ 8、9 に伝達され、パワーローラ 8、9 を軸線 O_1 の周りに回転させ、パワーローラ 8、9 は、これらに油膜の剪断を介して係合する出力ディスク 6、7 に回転を伝達し、この回転が共通な出力ギヤ 3 4 からカウンターギヤ 3 6 を経てカウンターシャフト 3 7 に至り、このカウンターシャフトから動力を取り出すこ

とができる。

【0031】

ここで、パワーローラ8, 9をサーボピストン42によりトラニオン14, 15を介し同期して、パワーローラ回転軸線 O_1 と直交する首振り軸線 O_2 の方向に同位相で、図1および図2に示す非変速位置からストロークさせ、パワーローラ回転軸線 O_1 をディスク回転軸線 O_3 からオフセットさせると、パワーローラ8, 9が首振り軸線 O_2 の周りに回転分力を受け同期して同位相で傾転される。

これにより、入出力ディスクに対するパワーローラ8, 9の接触軌跡円半径が連続的に変化し、入出力ディスク4, 6間の伝動比、および入出力ディスク5, 7間の伝動比を同じに保って無段階に変化させることができる。

なお、伝動比が所定の伝動比になったところで、パワーローラ8, 9をオフセット0の初期ストローク位置に戻すことにより、当該伝動比を維持することができる。

【0032】

ところで本実施の形態においては、トラニオン14, 15の両端部を支持するリンク孔16a, 17aを図4につき以下に説明する特殊な構成とする。

これらリンク孔16a, 17aは前述したところから明らかなように、外球面継手18を介して図3に示すごとく、パワーローラ8, 9が入出力ディスクからの挟圧力によりパワーローラ回転軸線 O_1 に沿い主軸10から遠ざかる方向へ追いつき出されるのを阻止するものであるが、

上記挟圧力に伴うトラニオン14, 15や入出力ディスク4(5)および6(7)の変形に起因したパワーローラ8, 9と入出力ディスク4(5)および6(7)との間の摩擦係合位置のずれを補償するために、パワーローラ8, 9がパワーローラ回転軸線 O_1 に沿い主軸10に接近する方向へ突き出されるようリンク孔16a, 17aを形成する。

【0033】

一方でリンク孔16a, 17aは、ディスク回転軸線 O_3 を含み首振り軸線 O_2 に直角な面内における出力ディスク6(7)のパワーローラ接触面6a(7a

）に関する曲率中心 d と同心の波線 n で例示したとき円形とせず、リンク孔 16 a, 17 a の中心 m を出力ディスク 6 (7) のパワーローラ接触面 6 a (7 a) に関する曲率中心 d に対し、パワーローラ傾転状態が図 4 のごとくハイ側変速状態である時のパワーローラ回転軸線 (O_1) 方向において主軸 10 (ディスク回転軸線) から遠ざかる方向へオフセットさせる。

これにより、図 4 に示すハイ側変速状態に対応したパワーローラ傾転位置からロー側変速状態に対応したパワーローラ傾転位置までの間においてパワーローラ追い出し力を受け止めるリンク孔 16 a, 17 a の円周領域 γ を、パワーローラ突き出し量がハイ側変速状態の時よりもロー側変速状態の時に大きくなるような、そして変速状態ごとの要求突き出し量となるような形状にすることができる。

【0034】

かように、パワーローラ突き出し量が変速状態に応じて要求突き出し量となるよう連続的に変化するパワーローラ支持構造となすことで、如何なる変速状態においてもパワーローラ突き出し量を、パワーローラ挟圧力による変形に起因したパワーローラ接触点位置のずれ量に対応させることができ、パワーローラ 8, 9 を常時確実にディスクに対し設計通りの箇所で接触させることができる。

従って、従来のように一定のパワーローラ突き出し量を伝達トルクの小さなハイ側変速状態に合わせて小さくした場合に生ずる問題、つまり伝達トルクの大きなロー側変速状態の時にパワーローラ突き出し量が不足してパワーローラの接触点開き角が大きくなり、パワーローラがディスクの端縁に接触する傾向になるのを懸念して変速比幅を大きくとることができなくなるという問題や、

逆に一定のパワーローラ突き出し量を、伝達トルクの大きなロー側変速状態に合わせて大きくした場合に生ずる問題、つまり伝達トルクの小さなハイ側変速状態の時にパワーローラ突き出し量が過大になってパワーローラの接触点開き角が小さくなり、パワーローラへのスラスト力が増加してパワーローラの使用寿命が低下するという問題、そしてこれを避けるために耐久性を向上させる必要からトロイダル型無段変速機の大型になるという問題を回避することができる。

【0035】

かかる作用効果は、リンク孔 16 a, 17 a を図 5 に示すように形成しても達

成することができる。

本実施の形態においても、上記した実施の形態におけると同様、パワーローラ挟圧力に伴うトラニオン 1 4, 1 5 や入出力ディスク 4 (5) および 6 (7) の変形に起因したパワーローラ 8, 9 と入出力ディスク 4 (5) および 6 (7) との間の摩擦係合位置のずれを補償するために、パワーローラ 8, 9 がパワーローラ回転軸線 O_1 に沿い主軸 1 0 に接近する方向へ突き出されるようリンク孔 1 6 a, 1 7 a を形成する。

【0036】

そしてリンク孔 1 6 a, 1 7 a は、ディスク回転軸線 O_3 を含み首振り軸線 O_2 に直角な面内における出力ディスク 6 (7) のパワーローラ接触面 6 a (7 a) に関する曲率中心 d と同心の波線 n で例示したとき円形とせず、リンク孔 1 6 a, 1 7 a の中心 m を出力ディスク 6 (7) のパワーローラ接触面 6 a (7 a) に関する曲率中心 d に対し、パワーローラ傾転状態が図 5 のごとくロー側変速状態である時のパワーローラ回転軸線 (O_1) 方向において主軸 1 0 (ディスク回転軸線) に接近する方向へオフセットさせる。

これにより、図 5 に示すロー側変速状態に対応したパワーローラ傾転位置からハイ側変速状態に対応したパワーローラ傾転位置までの間においてパワーローラ追い出し力を受け止めるリンク孔 1 6 a, 1 7 a の円周領域 γ を、パワーローラ突き出し量がハイ側変速状態の時よりもロー側変速状態の時に大きくなるような、そして変速状態ごとの要求突き出し量となるような形状にすることができる。

【0037】

この場合も、パワーローラ突き出し量が変速状態に応じて要求突き出し量となるよう連続的に変化することとなり、如何なる変速状態においてもパワーローラ突き出し量を、パワーローラ挟圧力による変形に起因したパワーローラ接触点位置のずれ量に対応させることができ、パワーローラ 8, 9 を常時確実にディスクに対し設計通りの箇所で接触させることができ、前記した実施の形態におけると同様な作用効果を達成することができる。

【0038】

図 6 は本発明の更に他の実施の形態を示し、本実施の形態においても、パワー

ローラ挟圧力に伴うトラニオン 1 4, 1 5 や入出力ディスク 4 (5) および 6 (7) の変形に起因したパワーローラ 8, 9 と入出力ディスク 4 (5) および 6 (7) との間の摩擦係合位置のずれを補償するために、パワーローラ 8, 9 がパワーローラ回転軸線 O_1 に沿い主軸 1 0 に接近する方向へ突き出されるようリンク孔 1 6 a, 1 7 a を形成する。

【 0 0 3 9 】

一方でリンク孔 1 6 a, 1 7 a は、ディスク回転軸線 O_3 を含み首振り軸線 O_2 に直角な面内における出力ディスク 6 (7) のパワーローラ接触面 6 a (7 a) に関する曲率中心 d と同心の波線 n で例示したとき円形を基準とするが、図 6 に示すハイ側変速状態に対応したパワーローラ傾転位置からロー側変速状態に対応したパワーローラ傾転位置までの間においてパワーローラ追い出し力を受け止めるリンク孔 1 6 a, 1 7 a の円周領域 γ を含む領域、好ましくはパワーローラ傾転状態が図 6 のごとくハイ側変速状態である時のパワーローラ回転軸線 O_1 の両側 $1/4$ ずつの円周領域を、当該パワーローラ回転軸線 (O_1) 方向において主軸 1 0 (ディスク回転軸線) から遠ざかる方向へ拡大させる。

【 0 0 4 0 】

この拡大に当たっては、図示したハイ側変速状態である時にパワーローラ追い出し力を受け止めるリンク孔円周箇所 p から上記曲率中心 d までの距離 r_2 が、ロー側変速状態の時にパワーローラ追い出し力を受け止めるリンク孔円周箇所 q から上記曲率中心 d までの距離 r_1 よりも ($\Delta r_2 - \Delta r_1$) だけ大きくなるよう、リンク孔円周箇所 p, q 間におけるリンク孔円周領域 γ の曲率を連続的に変化させる。

これにより、図 6 に示すハイ側変速状態に対応したパワーローラ傾転位置からロー側変速状態に対応したパワーローラ傾転位置までの間においてパワーローラ追い出し力を受け止めるリンク孔 1 6 a, 1 7 a の円周領域 γ を、パワーローラ突き出し量がハイ側変速状態の時よりもロー側変速状態の時に大きくなるような、そして変速状態ごとの要求突き出し量となるような形状にすることができる。

【 0 0 4 1 】

この場合も、パワーローラ突き出し量が変速状態に応じて要求突き出し量とな

るよう連続的に変化することとなり、如何なる変速状態においてもパワーローラ突き出し量を、パワーローラ挟圧力による変形に起因したパワーローラ接触点位置のずれ量に対応させることができ、パワーローラ 8, 9 を常時確実にディスクに対し設計通りの箇所接触させることができ、前記した実施の形態におけると同様な作用効果を達成することができる。

【 0 0 4 2 】

図 7 は本発明の更に別の実施の形態を示し、本実施の形態においても、パワーローラ挟圧力に伴うトラニオン 1 4, 1 5 や入出力ディスク 4 (5) および 6 (7) の変形に起因したパワーローラ 8, 9 と入出力ディスク 4 (5) および 6 (7) との間の摩擦係合位置のずれを補償するために、パワーローラ 8, 9 がパワーローラ回転軸線 O_1 に沿い主軸 1 0 に接近する方向へ突き出されるようリンク孔 1 6 a, 1 7 a を形成する。

【 0 0 4 3 】

また図 6 の場合と同様に、リンク孔 1 6 a, 1 7 a は、ディスク回転軸線 O_3 を含み首振り軸線 O_2 に直角な面内における出力ディスク 6 (7) のパワーローラ接触面 6 a (7 a) に関する曲率中心 d と同心の波線 n で例示したごとき円形を基準とするが、図 7 に示すロー側変速状態に対応したパワーローラ傾転位置からハイ側変速状態に対応したパワーローラ傾転位置までの間においてパワーローラ追い出し力を受け止めるリンク孔 1 6 a, 1 7 a の円周領域 γ を含む領域、好ましくはパワーローラ傾転状態が図 7 のごとくロー側変速状態である時のパワーローラ回転軸線 O_1 の両側 $1/4$ ずつの円周領域を、当該パワーローラ回転軸線 (O_1) 方向において主軸 1 0 (ディスク回転軸線) から遠ざかる方向へ縮小させる。

【 0 0 4 4 】

この縮小に当たっては、図示したロー側変速状態である時にパワーローラ追い出し力を受け止めるリンク孔円周箇所 q から上記曲率中心 d までの距離 r_1 が、ハイ側変速状態の時にパワーローラ追い出し力を受け止めるリンク孔円周箇所 p から上記曲率中心 d までの距離 r_2 よりも ($\Delta r_1 - \Delta r_2$) だけ小さくなるよう、リンク孔円周箇所 p, q 間におけるリンク孔円周領域 γ の曲率を連続的に変

化させる。

これにより、図 7 に示すロー側変速状態に対応したパワーローラ傾転位置からハイ側変速状態に対応したパワーローラ傾転位置までの間においてパワーローラ追い出し力を受け止めるリンク孔 1 6 a, 1 7 a の円周領域 γ を、パワーローラ突き出し量がハイ側変速状態の時よりもロー側変速状態の時に大きくなるような、そして変速状態ごとの要求突き出し量となるような形状にすることができる。

【 0 0 4 5 】

この場合も、パワーローラ突き出し量が変速状態に応じて要求突き出し量となるよう連続的に変化することとなり、如何なる変速状態においてもパワーローラ突き出し量を、パワーローラ挟圧力による変形に起因したパワーローラ接触点位置のずれ量に対応させることができ、パワーローラ 8, 9 を常時確実にディスクに対し設計通りの箇所で接触させることができ、前記した実施の形態におけると同様な作用効果を達成することができる。

【 0 0 4 6 】

なお、上記いずれの実施の形態においてもアッパーリンク 6 のリンク孔 6 a およびロアリンク 7 のリンク孔 7 a の双方について同様に形成することとしたが、アッパーリンク 6 およびロアリンク 7 のうちいずれか一方のリンク孔に対して上記の対策を施すだけでも程度の差はあれ前記した作用効果を奏し得ること勿論である。

また、図 4 および図 5 におけるリンク孔オフセット量をアッパーリンク 6 とロアリンク 7 とで同じにすることとしたが、リンク孔オフセット量は両者間で異ならせることができ、更に図 6 および図 7 におけるリンク孔の拡大量および縮小量をアッパーリンク 6 とロアリンク 7 とで同じにすることとしたが、当該リンク孔の拡大量および縮小量もアッパーリンク 6 とロアリンク 7 との間で異ならせてもよいこと勿論である。

ただし、かようにアッパーリンク 6 とロアリンク 7 とでリンク孔を異ならせる場合は、その差分だけトラニオン 1 4, 1 5 が傾斜することになり、この傾斜がトロイダル型無段変速機の変速に支障をきたさない程度のものとなるように当該差分を決定する必要があることは言うまでもない。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の一実施の形態になるトラニオン支持構造を具えたトロイダル型無段変速機を示す要部縦断側面図である。

【図 2】 同トロイダル型無段変速機を図 1 の A - A 線上で断面とし矢の方向に見て示す横断面図である。

【図 3】 同トロイダル型無段変速機のトラニオン支持部を拡大して示す拡大平面図である。

【図 4】 同実施の形態になるトラニオン支持構造の詳細を示す、リンク孔の決定要領説明図である。

【図 5】 本発明の他の実施の形態になるトラニオン支持構造の詳細を示す、リンク孔の決定要領説明図である。

【図 6】 本発明の更に他の実施の形態になるトラニオン支持構造の詳細を示す、リンク孔の決定要領説明図である。

【図 7】 本発明の更に別の実施の形態になるトラニオン支持構造の詳細を示す、リンク孔の決定要領説明図である。

【図 8】 本発明の発案論理を説明する図面で、

(a) は、従来のトラニオン支持構造を示す、リンク孔とトラニオン端部との嵌合状態に係わる説明図、

(b) は、これとの比較において本発明の論理を説明するのに用いた説明図である。

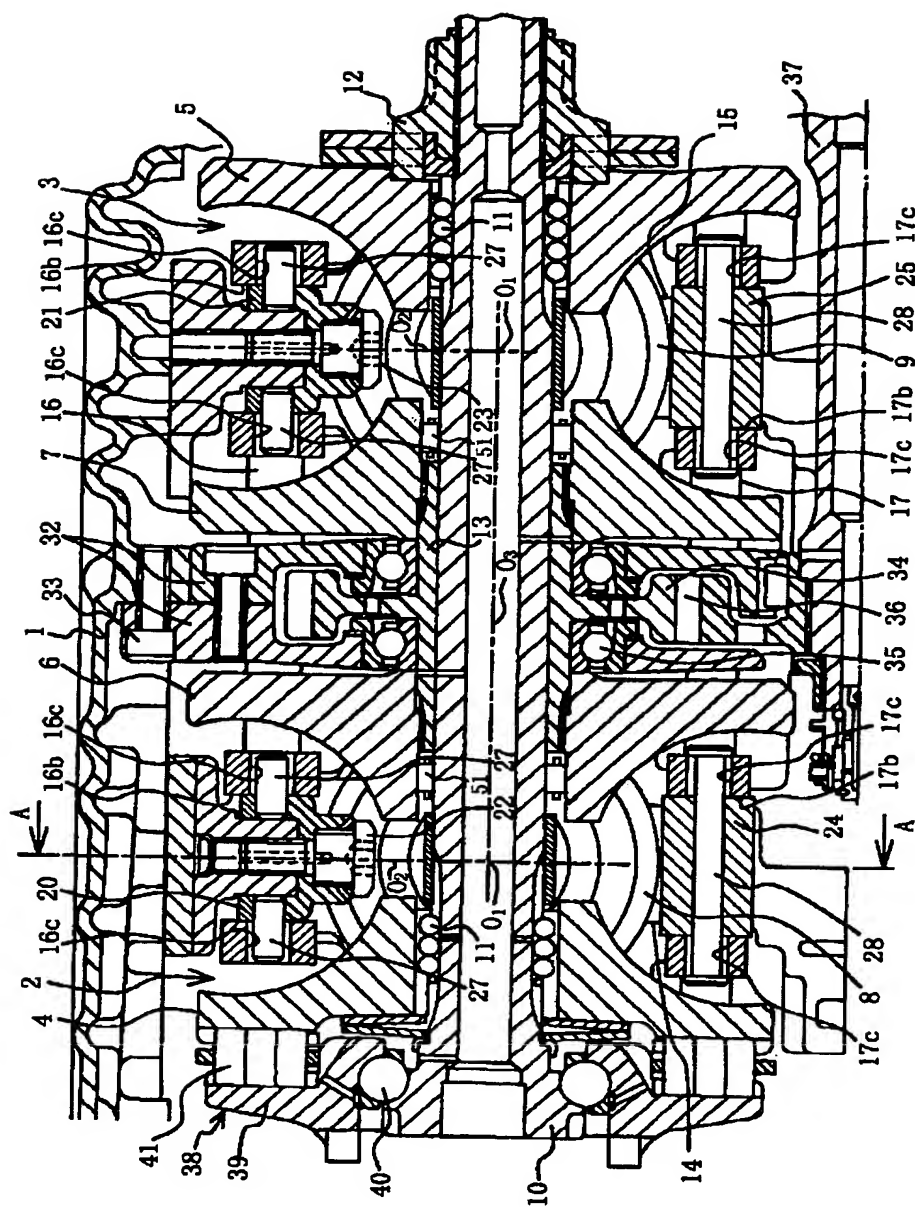
【符号の説明】

- 1 変速機ケース
- 2 フロント側トロイダル伝動ユニット
- 3 リヤ側トロイダル伝動ユニット
- 4 入力ディスク
- 5 入力ディスク
- 6 出力ディスク
- 7 出力ディスク
- 8 パワーローラ

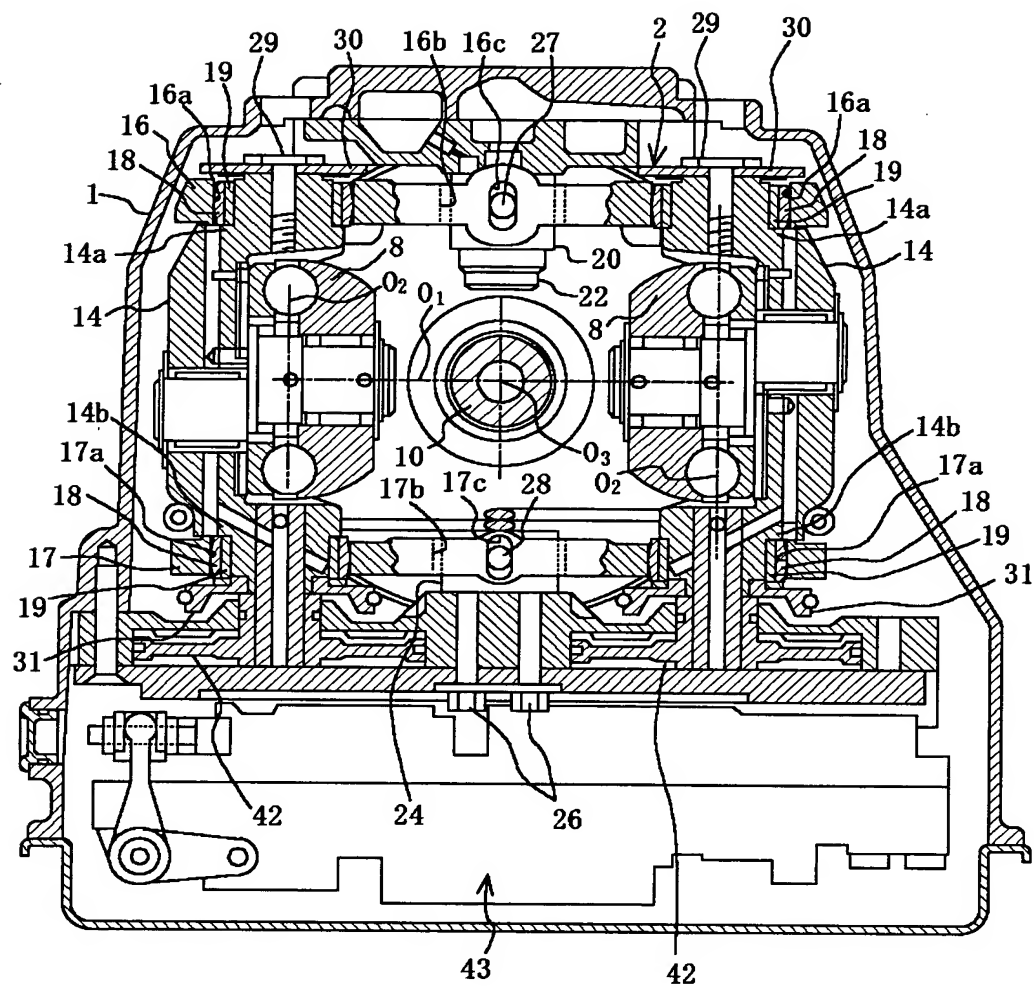
- 9 パワーローラ
- 10 主軸
- 11 ボールスプライン
- 13 中空出力軸
- 14 トラニオン
- 15 トラニオン
- 16 板状アッパーリンク
- 16a リンク孔
- 17 板状ロアリンク
- 17a リンク孔
- 18 外球面継手
- 19 回転軸受
- 27 アッパーリンク支持ピン
- 28 ロアリンク支持ピン
- 34 出力ギヤ
- 36 カウンタギヤ
- 37 カウンタシャフト
- 38 ローディングカム
- 42 サーボピストン
- 43 コントロールバルブ
- 51 軸受

【書類名】 図面

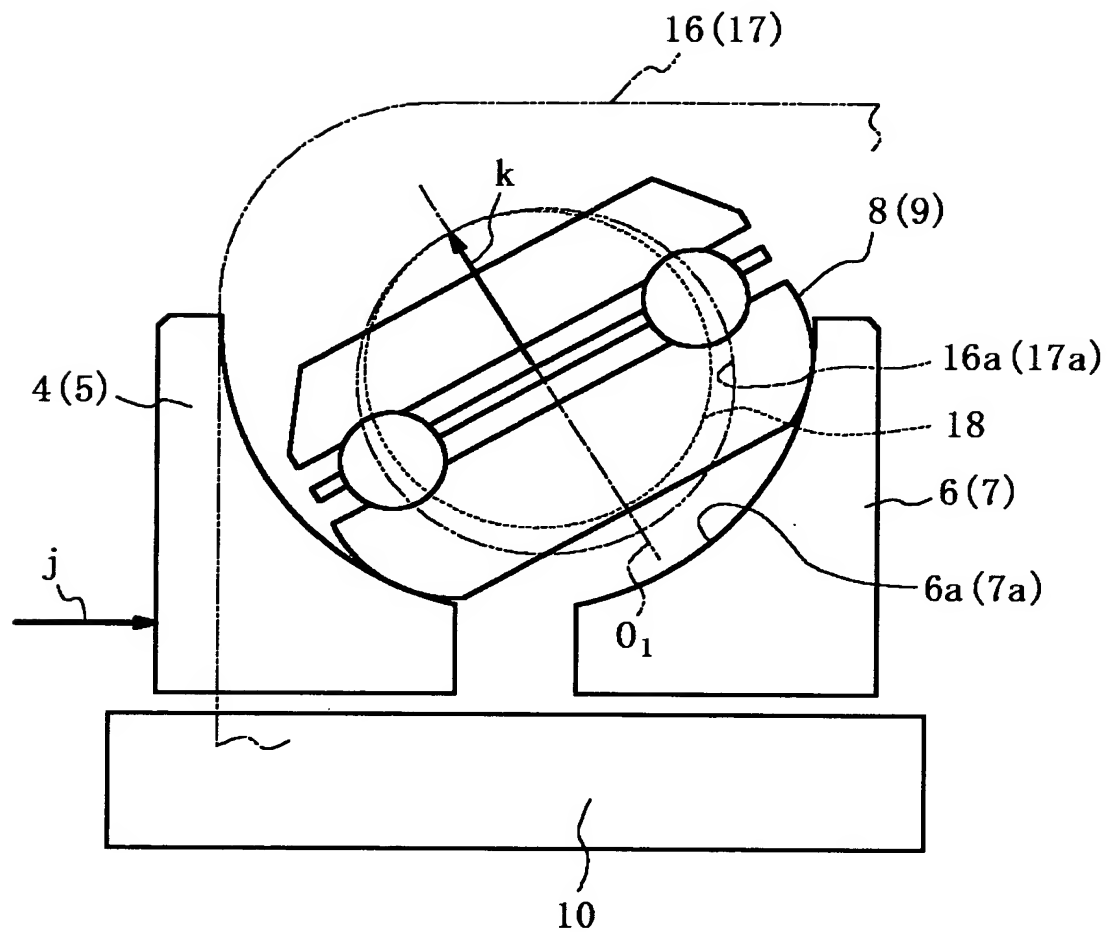
【図 1】



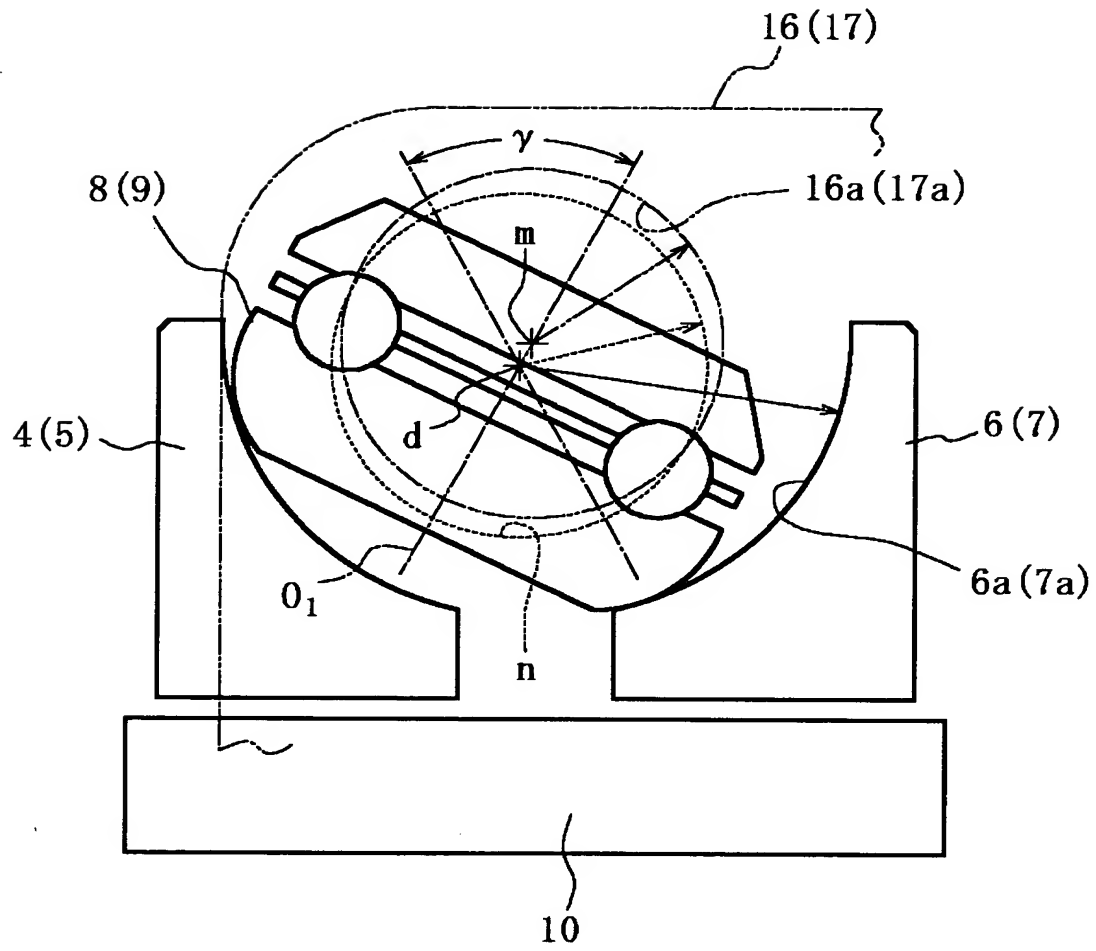
【図 2】



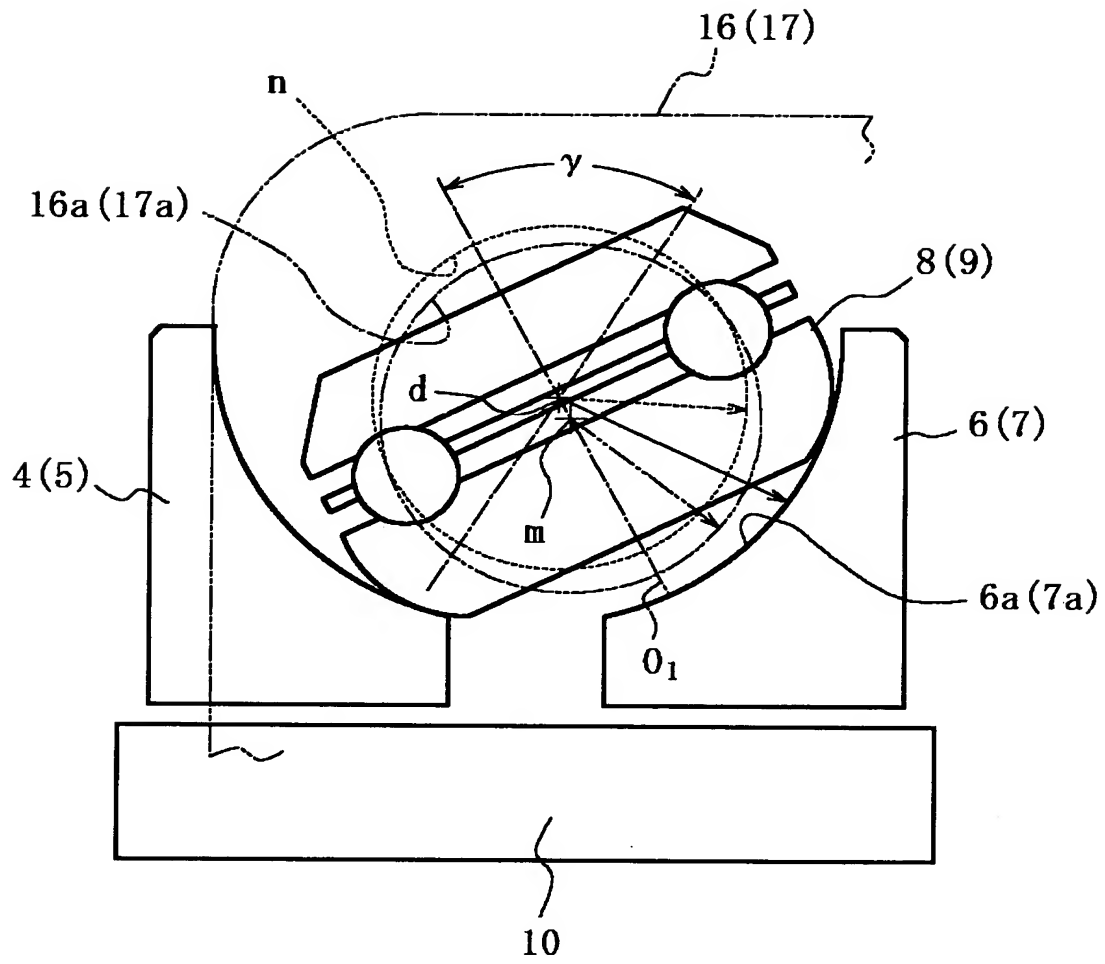
【図 3】



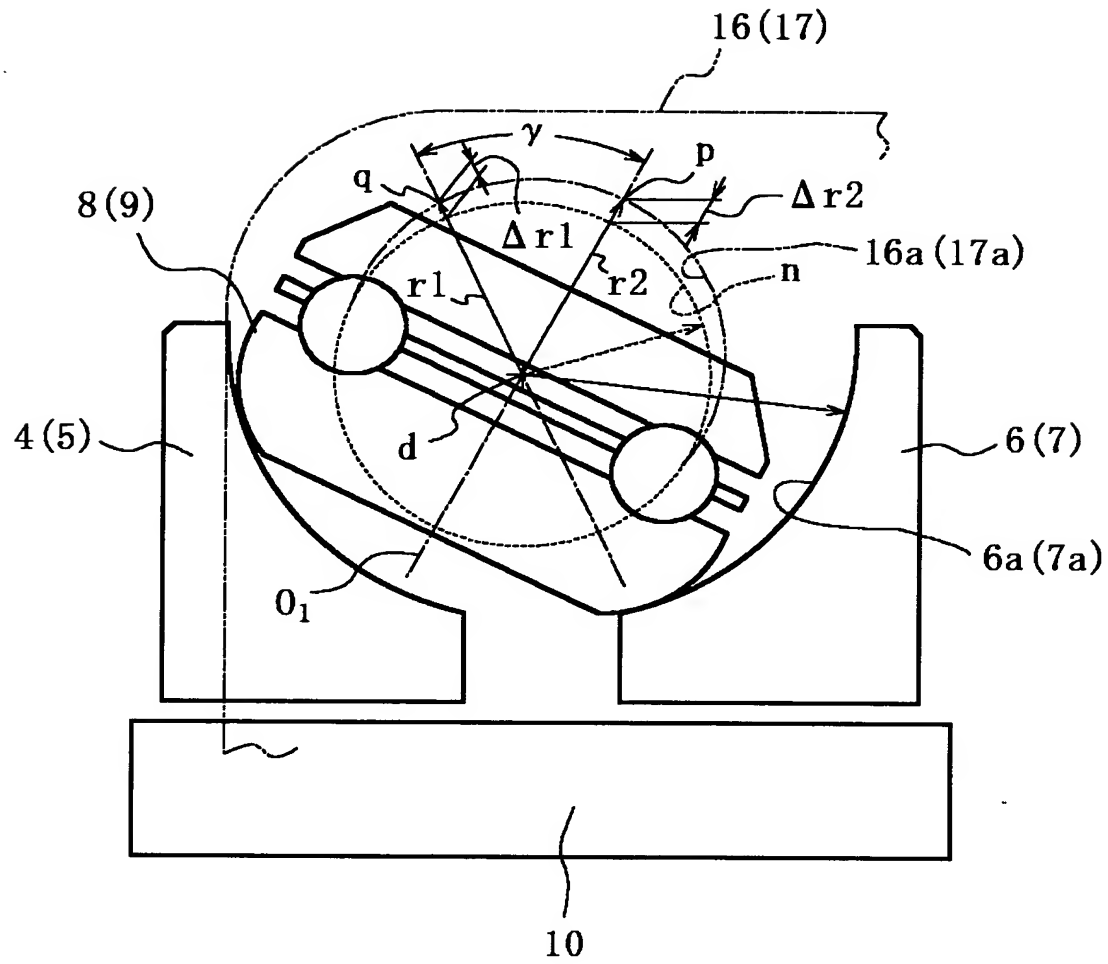
【図 4】



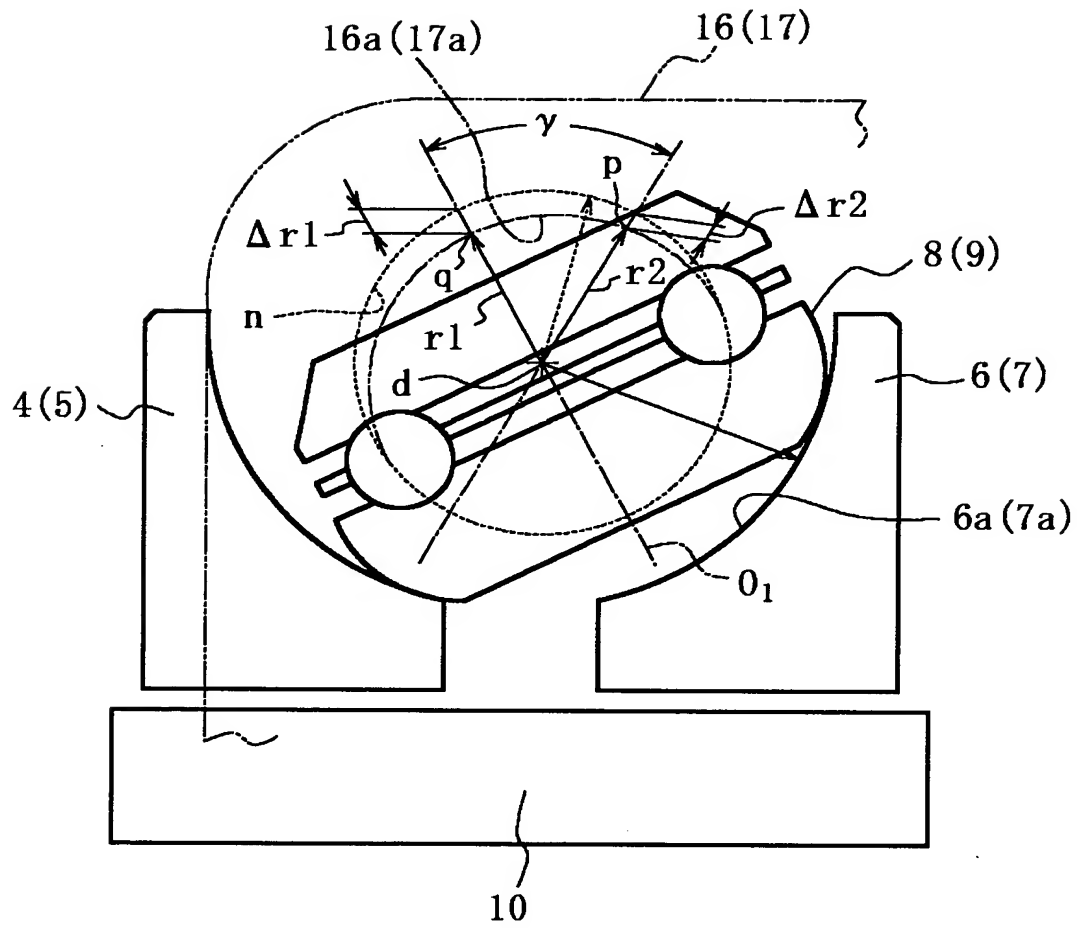
【図 5】



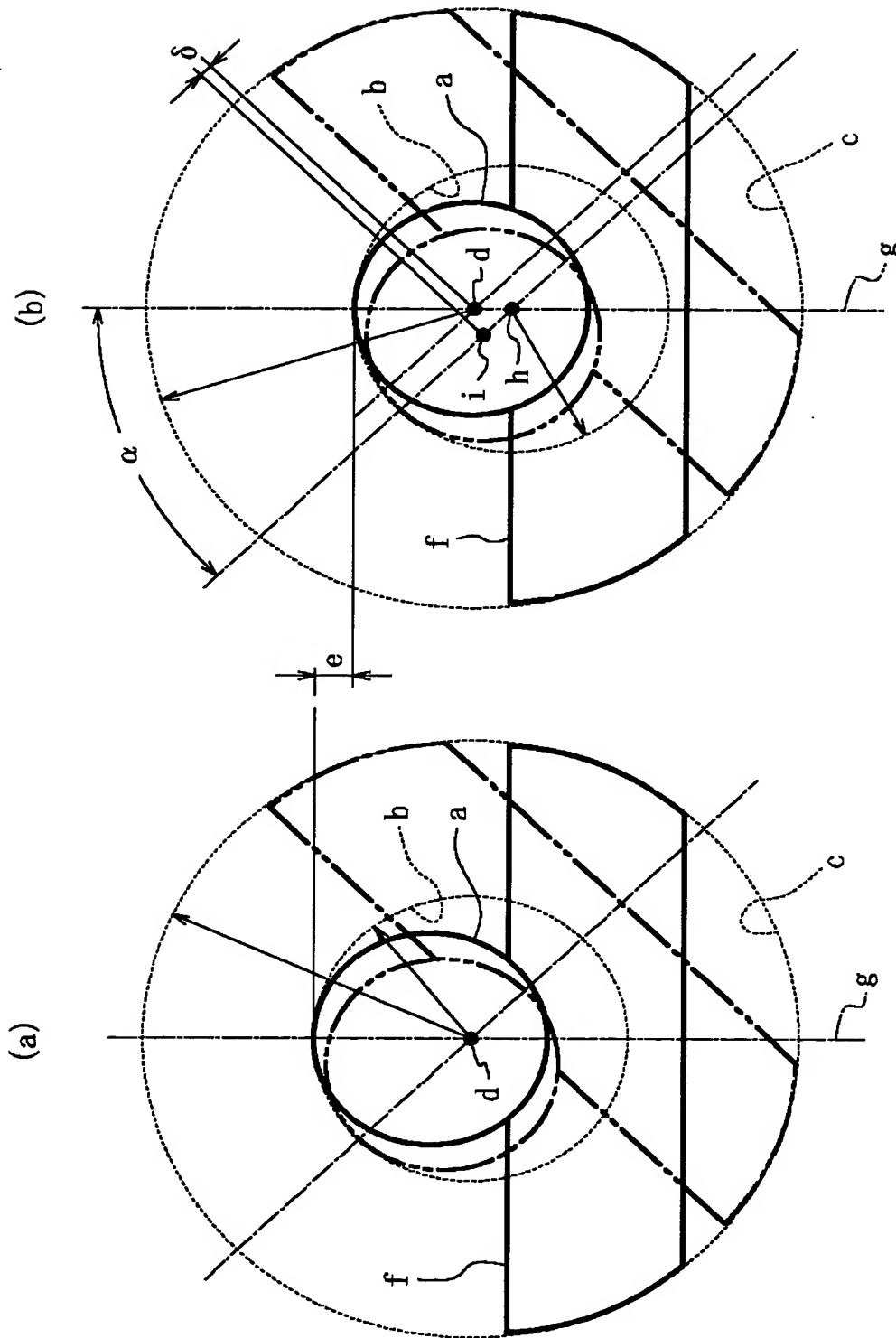
【図 6】



【図 7】



【図 8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 パワーローラの挟圧に起因した各部の変形に伴う接触位置ずれを補償するパワーローラ突き出し量が変速状態ごとに最適になるようにする。

【解決手段】 パワーローラ8,9は入出力ディスクからの挟圧力によりパワーローラ回転軸線 O_1 に沿う方向へ追い出される傾向にある。挟圧力に伴う各部の変形に起因したパワーローラ8,9と入出力ディスクとの間の接触位置のずれを補償するために、パワーローラ8,9がパワーローラ回転軸線 O_1 に沿い主軸10に接近する方向へ突き出されるようリンク孔16a,17aを形成する。リンク孔16a,17aは、出力ディスク6(7)のパワーローラ接触面6a(7a)に関する曲率中心dと同心の波線nで例示したとき円形とせず、リンク孔16a,17aの中心mを曲率中心dに対し、図示のハイ側変速状態の時のパワーローラ回転軸線(O_1)方向において主軸10から遠ざかる方向へオフセットさせる。これにより、パワーローラ押し出し力を受け止めるリンク孔16a,17aの領域 γ を、パワーローラ突き出し量がロー側変速時に大きくなる形状にし得る。

【選択図】 図4

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000003997]

1. 変更年月日	1990年 8月31日
[変更理由]	新規登録
住 所	神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
氏 名	日産自動車株式会社